

DERWENT-ACC-NO: 1999-567599
DERWENT-WEEK: 199948
COPYRIGHT 1999 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Double row tapered roller bearing unit for
supporting pinion shaft used
in motor vehicle differential

PATENT-ASSIGNEE: NIPPON SEIKO KK[NSEI]

PRIORITY-DATA: 1998JP-0046592 (February 27, 1998)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE
PAGES	MAIN-IPC	
JP 11247848 A	September 14, 1999	N/A
000	F16C 019/38	

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO
APPL-DATE		
JP 11247848A	N/A	1998JP-0046592
February 27, 1998		

INT-CL (IPC): F16C019/38; F16H057/02

ABSTRACTED-PUB-NO: JP 11247848A

BASIC-ABSTRACT: NOVELTY - Two tapered roller bearings
(3a,3b) support a pinion
shaft (2) which has a pinion (4) at one end. The angle of
wrap (α) of
one roller bearing (3b) farther from the pinion is greater
by 5 degrees or more
compared to the angle of wrap (β) of the other roller
bearing (3a) nearer
to the pinion.

DETAILED DESCRIPTION - An interval is formed between each
outer ring (6a,6b)
and each inner ring (8a,8b) of the bearing by assuming the
diameter at the
outer ring end equal to 2.8 of the diameter at the inner
ring end.

USE - For supporting pinion shaft used in motor vehicle

differential.

ADVANTAGE - Ensures durability and transmission efficiency of differential while allowing differential size and weight to be reduced. Also contributes to performance improvement and weight reduction of vehicle using differential.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The figure shows the partial cross sectional view of a differential using the double row tapered roller bearing.

Pinion shaft 2

Tapered roller bearings 3a,3b

Pinion 4

Outer ring 6a,6b

Inner ring 8a,8b

Bearing angle of wrap α , β

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/3

TITLE-TERMS:

DOUBLE ROW TAPER ROLL BEARING UNIT SUPPORT PINION SHAFT
MOTOR VEHICLE
DIFFERENTIAL

DERWENT-CLASS: Q62 Q64

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N1999-419713

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-247848

(43)公開日 平成11年(1999) 9月14日

(51)Int.Cl.⁴

F 1 6 C 19/38

F 1 6 H 57/02

識別記号

5 0 1

5 3 1

F I

F 1 6 C 19/38

F 1 6 H 57/02

5 0 1 B

5 3 1

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 5 頁)

(21)出願番号

特願平10-46592

(22)出願日

平成10年(1998) 2月27日

(71)出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72)発明者 石丸 彰

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

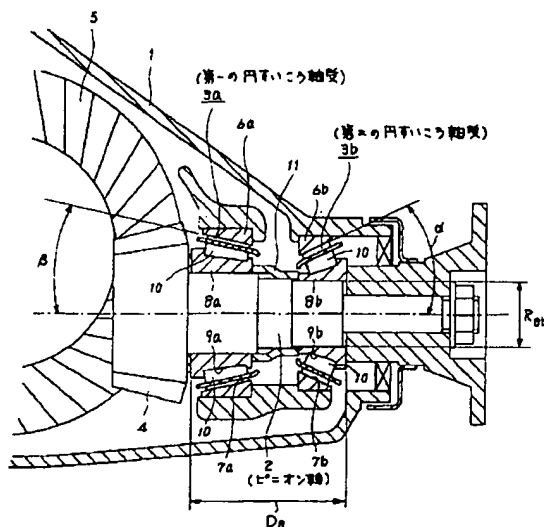
(74)代理人 弁理士 小山 武男 (外1名)

(54)【発明の名称】 複列円すいころ軸受装置

(57)【要約】

【課題】 耐久性、伝達効率等の性能を確保しつつ、小型・軽量化を図る。

【解決手段】 1対の円すいころ軸受3a、3bにより、端部にピニオンギヤ4を固定したピニオン軸2を支持する。上記ピニオンギヤ4寄りの円すいころ軸受3aの接触角 β よりも、ピニオンギヤ4と反対側の円すいころ軸受3bの接触角 α を、5度以上大きくする。リングギヤ5と噛合する上記ピニオンギヤ4から加わる大きなラジアル荷重を受ける、上記円すいころ軸受3aのラジアル剛性が高くなる。又、両円すいころ軸受3a、3b内で発生するアキシアル荷重のアンバランス量を小さく抑える事ができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 接触角の方向を互いに逆方向とすると共に、それぞれの外輪を固定部分に内嵌固定した第一、第二の円すいころ軸受と、これら両円すいころ軸受の内輪に内嵌固定する事により、上記固定部分に回転自在に支持した回転軸とを備え、この回転軸の一端部で上記第一の円すいころ軸受から上記第二の円すいころ軸受と反対側に突出した部分に固定したギヤを他のギヤと噛み合わせた状態で使用する複列円すいころ軸受装置に於いて、上記第二の円すいころ軸受の接触角 α を上記第一の円すいころ軸受の接触角 β よりも5度以上大きくすると共に、

上記両円すいころ軸受の内輪の両端面のうち、互いに反対側の外端面同士の間隔を、上記第二の円すいころ軸受の内輪の内径の2.8倍以下にした事の特徴とする複列円すいころ軸受装置。

【請求項2】 第二の円すいころ軸受の接触角 α を34度以下とし、第一の円すいころ軸受の接触角 β を12度以上とした、請求項1に記載した複列円すいころ軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、自動車の駆動系に設けられるデファレンシャルギヤを構成するピニオン軸をケーシング内に回転自在に支持する、複列円すいころ軸受装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車のプロペラシャフトと車輪の駆動軸（アクセル軸）との間には、デファレンシャルギヤを設ける事により、プロペラシャフトと駆動軸との間での動力伝達を行なうと共に、進路変更に伴う左右の駆動輪の回転速度差を吸収し、更に動力の向きを変え、最終的な減速を行なう様にしている。この様なデファレンシャルギヤとして従来から、例えば特開平9-287617号公報、実公4-51239号公報に記載された様な構造が知られている。図3は、これら公報等に記載されて従来から一般的に知られているデファレンシャルギヤの1例を示している。

【0003】このデファレンシャルギヤでは、ギヤケース1の一端部内側にピニオン軸2を、本発明の対象となる複列円すいころ軸受装置を構成する1対の円すいころ軸受3a、3bにより、回転自在に支持している。そして、このピニオン軸2の内端部（上記ギヤケース1の中心寄り端部で、図3の左端部）でインナー側（次述するリングギヤ5側で、図3の左側）の円すいころ軸受3aよりも突出した部分に固設したピニオンギヤ4と、上記ギヤケース1内に回転自在に支承したリングギヤ5とを、互いに噛み合せている。この様な構成により、上記ピニオン軸2の外端部（図3の右端部）に結合固定した、図示しないドライブシャフトの回転力を、上記ピニオンギヤ4を介して、上記リングギヤ5に伝達自在とし

ている。更に、このリングギヤ5の回転を、図示しない別の円すいころ軸受により上記ギヤケース1に支承した、図示しない左右1対の駆動軸に伝達自在としている。

【0004】上述の様なデファレンシャルギヤの運転時には、上記ピニオンギヤ4とリングギヤ5との噛み合に基づいて、上記ピニオン軸2の内端部にラジアル荷重が加わる。この様なラジアル荷重は、上記1対の円すいころ軸受3a、3bに加わり、これら各円すいころ軸受3a、3b部分でアキシャル荷重を発生させる。即ち、これら各円すいころ軸受3a、3bを構成する外輪6a、6bの内周面には円すい凹面状の外輪軌道7a、7bを設けており、同じく内輪8a、8bの外周面には円すい凸面状の内輪軌道9a、9bを設けている。そして、これら各外輪軌道7a、7bと各内輪軌道9a、9bとの間に、それぞれ複数個ずつの円すいころ10、10を回転自在に設けている。上記各円すいころ軸受3a、3bにラジアル荷重が加わると、上記各円すいころ10、10の転動面と、上記各外輪軌道7a、7b及び各内輪軌道9a、9bとの係合に基づいて、上記各円すいころ軸受3a、3bを構成する各外輪軌道7a、7bと各内輪軌道9a、9bとを軸方向に離す方向のスラスト荷重が加わる。

【0005】この様にして発生するスラスト荷重に拘らず、上記各内輪8a、8bを外嵌固定した前記ピニオン軸2が軸方向にずれ動く事を防止する為、図3に鎖線a、bで示す様に、上記各円すいころ軸受3a、3bの接触角の方向を互いに逆にしている。従って、上記ラジアル荷重に基づいてこれら各円すいころ軸受3a、3b内で発生するアキシャル荷重の作用方向は互いに逆になり、上記ピニオン軸2内で相殺されるか、相殺されない場合でも何れかの円すいころ軸受3a、3bがこのアキシャル荷重を支承する為、このピニオン軸2が軸方向に変位する事はない。

【0006】この様な、上記ピニオン軸2を支承する1対の円すいころ軸受3a、3bとして従来は、接触角がほぼ同じものを使用していた。この理由は、上記ラジアル荷重に基づいてこれら各円すいころ軸受3a、3b内で発生するアキシャル荷重の大きさをほぼ同じにし、これら各円すいころ軸受3a、3b内で発生したアキシャル荷重を上記ピニオン軸2内でできるだけ相殺する事を意図した為である。又、上記アキシャル荷重を相殺し切れない場合でも、何れかの円すいころ軸受3a、3bが十分にこのアキシャル荷重を支承できる様にすべく、これら各円すいころ軸受3a、3bの接触角を或る程度大きくしていた。又、上記ラジアル荷重が、上記ピニオンギヤ4から上記ピニオン軸2の内端部に加わった場合でも、このピニオン軸2の支持剛性を確保してこのピニオン軸2の中心軸がずれる事を防止すべく、上記1対の円すいころ軸受3a、3b同士の間隔を広くあけて、支持

スパンを大きくしていた。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】図3に示した様な従来構造の場合、デファレンシャルギヤを通じて伝達するトルクの増大に拘らず、十分な耐久性を確保しようとした場合には、ピニオン軸2を支持する為の複列円すいころ軸受及びこの複列円すいころ軸受を組み込んだデファレンシャルギヤが大型化する。即ち、エンジンの高出力化等により、上記トルクが増大すると、ピニオンギヤ4からピニオン軸2の内端部に加わるラジアル荷重が大きくなる。図3に示した従来構造のまま、このラジアル荷重に対する支持剛性を確保しようとした場合には、少なくとも上記ピニオンギヤ4に近い、インナー側の円すいころ軸受3aを大型化する必要がある。

【0008】この様な円すいころ軸受3aの大型化は、上記複列円すいころ軸受及びこの複列円すいころ軸受を組み込んだデファレンシャルギヤの大型化に結び付き、この大型化は自動車の重量増大及び燃費性能の悪化に結び付き、好ましくない。この様な事情に鑑みて本発明者が、上記複列円すいころ軸受の構成各部の挙動に就いて考察したところ、1対の円すいころ軸受3a、3b内で発生するアキシアル荷重を相殺する為には、これら両円すいころ軸受3a、3bの接触角を同じにする必要がない事に気付いた。即ち、上記ラジアル荷重の入力部である上記ピニオンギヤ4に近い、インナー側の円すいころ軸受3aには大きなラジアル荷重が作用し、この円すいころ軸受3a内で発生するアキシアル荷重もその分大きくなる。これに対して、上記ピニオンギヤ4から遠い、アウト側側の円すいころ軸受3bに作用するラジアル荷重は小さくなり、この円すいころ軸受3b内で発生するアキシアル荷重もその分だけ小さくなる。

【0009】従って、上記インナー側の円すいころ軸受3aの接触角をアウト側側の円すいころ軸受3bの接触角より小さくしても、デファレンシャルギヤの運転時にこれら両円すいころ軸受3a、3b内で発生するアキシアル荷重の大きさにあまり大きな差を生じさせる事はない。一方、円すいころ軸受のラジアル剛性を高くし、当該円すいころ軸受の近傍に支持したギヤと相手ギヤとの噛合状態を正規の状態に維持する為には、当該円すいころ軸受の接触角を小さくする事が好ましい。本発明の複列円すいころ軸受装置は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

【0010】

【課題を解決するための手段】本発明の複列円すいころ軸受装置は、前述したデファレンシャルギヤに組み込まれて従来から知られている複列円すいころ軸受装置と同様に、接触角の方向を互いに逆方向とすると共に、それぞれの外輪を固定部分に内嵌固定した第一、第二の円すいころ軸受と、これら両円すいころ軸受の内輪に内嵌固定する事により、上記固定部分に回転自在に支持した回

転軸とを備える。そして、この回転軸の一端部で上記第一の円すいころ軸受から上記第二の円すいころ軸受と反対側に突出した部分に固定したギヤを他のギヤと噛合させた状態で使用する。

【0011】特に、本発明の複列円すいころ軸受装置に於いては、上記第二の円すいころ軸受の接触角 α を上記第一の円すいころ軸受の接触角 β よりも5度以上大きくする。これと共に、上記両円すいころ軸受の内輪の両端面のうち、互いに反対側の外端面同士の間隔を、上記第二の円すいころ軸受の内輪の内径の2.8倍以下にしている。

【0012】

【作用】上述の様に構成する本発明の複列円すいころ軸受装置によれば、第一の円すいころ軸受の接触角を小さくする事により、この第一の円すいころ軸受のラジアル剛性を十分に高くできる。この為、回転軸の端部に固定したギヤから受ける大きなラジアル荷重に拘らず、このギヤのラジアル方向に互る変位を抑えて、このギヤと他のギヤとの噛合状態を正規状態に維持できる。第一の円すいころ軸受の接触角を第二の円すいころ軸受の接触角よりも小さくした事に伴い、これら両円すいころ軸受に同じ大きさのラジアル荷重が作用したと仮定した場合には、第二の円すいころ軸受内で発生するアキシアル荷重が、第一の円すいころ軸受内で発生するアキシアル荷重よりも大きくなる。但し、実際には、ギヤに近い第一の円すいころ軸受に作用するラジアル荷重が、ギヤから遠い第二の円すいころ軸受に作用するラジアル荷重よりも大きくなる。従って、上記第一、第二の円すいころ軸受の内部でそれぞれ発生するアキシアル荷重に、大きな差が生じる事はない。

【0013】

【発明の実施の形態】図1～2は、本発明の実施の形態の1例を示している。尚、本発明の特徴は、第二の円すいころ軸受であるアウト側（運転時にラジアル荷重を受けるピニオンギヤ4から遠い側で、図1～2の右側）の円すいころ軸受3bの接触角 α を、第一の円すいころ軸受であるインナー側（ピニオンギヤ4に近い側で、図1～2の左側）の円すいころ軸受3aの接触角 β よりも大きくする事により、必要とする剛性を確保しつつ、上記両円すいころ軸受3a、3bの間隔を狭めて小型・軽量化を可能にした点にある。その他の部分の構造及び作用は、前述の図3に示した従来構造と同様であるから、同等部分には同一符号を付して重複する説明を省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。

【0014】上記アウト側側の円すいころ軸受3bの接触角 α を、上記インナー側の円すいころ軸受3aの接触角 β よりも5度以上大きくしている（ $\alpha \geq \beta + 5^\circ$ ）。この場合に、好ましくは、上記アウト側側の円すいころ軸受3bの接触角 α を34度以下とし、上記インナー側

の円すいころ軸受3aの接触角 β を12度以上とする
 $(12^\circ \leq \beta, \beta + 5^\circ \leq \alpha \leq 34^\circ)$ 。上記インナー
 側の円すいころ軸受3aの接触角 β を12度以上とする
 理由は、この円すいころ軸受3aのラジアル剛性を高く
 する反面、必要とするアキシャル剛性を確保する為であ
 る。又、アウター側、インナー側両円すいころ軸受3
 b、3aの接触角 α 、 β の差を5度以上にする理由は、
 アウター側の円すいころ軸受3bのアキシャル剛性を高
 くして、リングギヤ5と噛合するピニオンギヤ4から加
 わる大きなラジアル荷重に基づいて、上記インナー側の
 円すいころ軸受3a内で発生するアキシャル荷重を、十
 分に支承可能にする為である。更に、上記アウター側の
 円すいころ軸受3bの接触角 α を34度以下にする理由
 は、この円すいころ軸受3bのアキシャル剛性を高くす
 る反面、必要とするラジアル剛性を確保する為である。

【0015】又、ピニオン軸2の長さを小さくすると共
 に、上記両円すいころ軸受3a、3bを構成する内輪8
 a、8bの内端面(互いに対向する端面)同士の間挟
 持する円筒状のスペーサ11の軸方向寸法を小さくして
 いる。そして、上記内輪8a、8bの両端面のうち、互
 いに反対側の外端面同士の間隔 D_8 を、上記アウター側
 の円すいころ軸受3bを構成する内輪8bの内径 R_{8b} の
 2.8倍以下($D_8 \leq 2.8 R_{8b}$)にしている。この様
 に、上記外端面同士の間隔 D_8 を上記内輪8bの内径 R_{8b}
 の2.8倍以下にする理由は、上記両円すいころ軸受
 3a、3bの接触角 α 、 β を上記範囲に規制した事に伴
 い、これら両円すいころ軸受3a、3bに加わるラジアル
 荷重及びアキシャル荷重をバランスさせつつ、複列円
 すいころ軸受装置の小型化を図る為である。尚、上記外
 端面同士の間隔 D_8 の最小値は、上記内輪8bの内径 R_{8b}
 の1.5倍程度必要である。

【0016】上述の様に構成する本発明の複列円すいこ
 ろ軸受装置によれば、インナー側の円すいころ軸受3a
 の接触角 β を小さくする事により、このインナー側の円
 すいころ軸受3aのラジアル剛性を十分に高くできる。
 従って、回転軸であるピニオン軸2の内端部に固定した
 ピニオンギヤ4から受ける大きなラジアル荷重に拘ら
 ず、このピニオンギヤ4のラジアル方向に互る変位を抑
 えて、このピニオンギヤ4と、他のギヤであるリングギ
 ヤ5との噛合状態を正規状態に維持できる。この為、こ
 れらピニオンギヤ4とリングギヤ5との噛合部の伝達効
 率を確保すると共に、この噛合部で異音が発生したり、
 この噛合部の摩耗が著しくなる事を防止できる。

【0017】尚、上記インナー側の円すいころ軸受3a

の接触角 β をアウター側の円すいころ軸受3bの接触角
 α よりも5度以上小さくした事に伴い、これら両円すい
 ころ軸受3a、3bに同じ大きさのラジアル荷重が作用
 したと仮定した場合には、アウター側の円すいころ軸受
 3b内で発生するアキシャル荷重が、インナー側の円す
 いころ軸受3a内で発生するアキシャル荷重よりも大き
 くなる。但し、実際には、上記ピニオンギヤ4に近いイ
 ンナー側の円すいころ軸受3aに作用するラジアル荷重
 が、上記ピニオンギヤ4から遠いアウター側の円すいこ
 ろ軸受3bに作用するラジアル荷重よりも大きくなる。
 従って、上記インナー側、アウター側、両円すいころ軸
 受3a、3bの内部でそれぞれ発生するアキシャル荷重
 に、大きな差が生じる事はない。この為、これら両円す
 いころ軸受3a、3bの内部でそれぞれ発生するアキシ
 アル荷重にアンバランスが生じて、その大きさは小さ
 く、何れの円すいころ軸受3a、3bによっても、この
 アンバランス量を十分に支承できる。

【0018】

【発明の効果】本発明の複列円すいころ軸受装置は、以
 上に述べた通り構成され作用するので、例えばデファレ
 ンシャルギヤの耐久性及び伝達効率を確保しつつ、小型
 ・軽量化を図れる。この為、デファレンシャルギヤを組
 み込んだ自動車の軽量化により性能向上を図る等、各種
 機械装置の性能向上に寄与できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の1例を示す、デファレン
 シャルギヤの部分断面図。

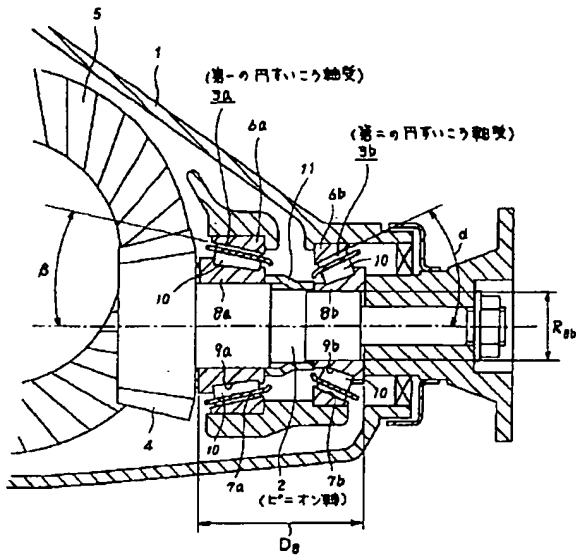
【図2】1対の円すいころ軸受のみを取り出して、図1
 と同方向から見た断面図。

【図3】従来構造の1例を示す、デファレンシャルギヤ
 の部分断面図。

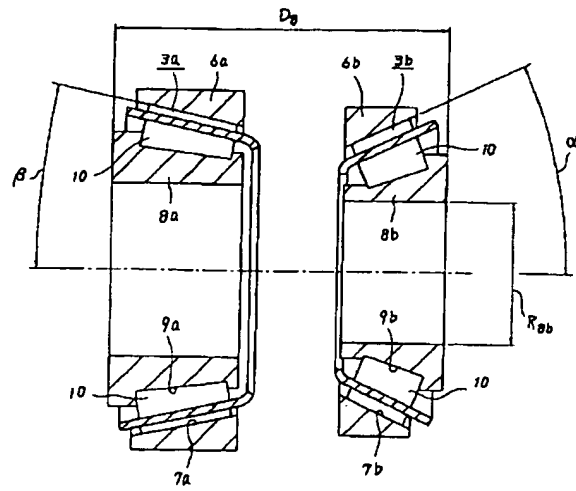
【符号の説明】

- 1 ギヤケース
- 2 ピニオン軸
- 3 a、3 b 円すいころ軸受
- 4 ピニオンギヤ
- 5 リングギヤ
- 6 a、6 b 外輪
- 7 a、7 b 外輪軌道
- 8 a、8 b 内輪
- 9 a、9 b 内輪軌道
- 10 円すいころ
- 11 スペーサ

【図1】



【図2】



【図3】

